

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Dětský zahradní traktor s elektropohonem

Children Garden Tractor with an Electric Drive

Student:

Petr Plášek

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání bakalářské práce

Student: **Petr Plášek**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Dětský zahradní traktor s elektropohonem**
Children Garden Tractor with an Electric Drive

Zásady pro vypracování:

Vypracujte konstrukční návrh dětského traktoru s elektrickým pohonem. Zpracujte přehled nabídky těchto výrobků na trhu, základní návrhové a kontrolní výpočty základních prvků traktoru, v přílohách výkres sestavy a vybraný výrobní výkres.

Zadané podmínky:

- použití pro děti od 3 let, nosnost 75 kg
- pohon elektromotorem 12 V, napájení z autobaterie
- jednoduchá, lehká a bezpečná konstrukce.

Seznam doporučené odborné literatury:

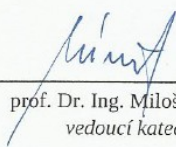
KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.
MORAVEC, Vladimír, HAVLÍK, Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2005. 72 s. ISBN 80-248-0878-1.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry





doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 17. 5. 2013

.....


Petr Plášek

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě17.5.2013.....

..........

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Petr Plášek

Adresa trvalého pobytu autora práce: Šumvald 401, Šumvald

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

PLÁŠEK, P. *Dětský zahradní traktor s elektropohonem : bakalářská práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2013, 47 s. Vedoucí práce: Pišťáček, D.

Bakalářská práce se zabývá návrhem dětského zahradního traktoru na elektropohon. V úvodu jsou srovnány dostupné dětské traktory na trhu. Na základě srovnání jednotlivých traktorů je navržen dětský zahradní traktor na elektropohon. Velikost dětského traktoru jsem přizpůsobil dětem od 3 let i starším. Obsahem je návrh elektrického pohonu traktoru, návrh sekundárního převodu, statická a dynamická kontrola zadní osy traktoru, kontrola tvarového spoje a výpočet trvanlivosti ložisek zadní osy. Výkres sestavy dětského traktoru a výkres rámu traktoru je uveden v příloze bakalářské práce.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

PLÁŠEK, P. *Children Garden Tractor with an Electric Drive : Bachelor Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machines Parts and Mechanisms , 2013, 47 p. Thesis head: Pišťáček, D.

This thesis deals with children's garden tractor to electric. The introduction benchmark children's tractor market. Based on a comparison of tractors designed children's garden tractor to electric. Size of children's tractor I've adopted children from 3 years and older. The content of the proposal electric drive tractor draft secondary transfer static and dynamic control of the rear axle tractor shape control joints and bearing life calculation rear axle. Assembly drawing children drawing tractor and the tractor frame is given in Annex thesis.

Obsah

	strana
Seznam použitých značek a symbolů.....	8
1 Úvod.....	13
1.1 Cíle bakalářské práce.....	13
2 Přehled nabízených traktorů na trhu.....	14
2.1 Elektrický traktor John Deere Ground Force – Peg Pérego.....	14
2.2 Elektrický traktor BIG – Biemme.....	15
2.3 Dětská elektrická čtyřkolka ATV ECO COBRA 500W.....	16
2.4 Dětský motorový traktor s přívěsem.....	17
2.5 Zhodnocení uvedených výrobků.....	18
2.6 Parametry navrhovaného traktoru.....	18
3 Návrh dětského traktoru.....	19
4 Návrh pohonné jednotky	20
4.1 Přehled elektromotorů	20
4.1.1 DC motor série PDS132190 s planetovou převodovkou	20
4.1.2 Stejnosměrné motory – EC	20
4.2 Volba elektromotoru	21
4.3 Výpočet potřebného točivého momentu k uvedení traktoru do pohybu	21
4.4 Výpočet sekundárního převodového poměru	22
4.5 Kontrola zvoleného elektromotoru	22
5 Návrh a výpočet převodu ozubeným řemenem	23
5.1 Určení typu převodového řemenu	23
5.2 Volba počtu zubů řemenových kol	24
5.3 Výpočet délky řemene	25
5.4 Výpočet skutečné osové vzdálenosti	25
5.5 Úhel opásání malé řemenice	25
5.6 Počet zubů v záběru	26
5.7 Stanovení šířky ozubeného řemenu, výpočet koeficientu bezpečnosti řemenu	26

5.8 Výpočet obvodové síly F_v	27
5.9 Kontrola síly v řemenu	27
6 Pevnostní kontrola zadní osy	28
6.1 Výpočet reakcí ve vazbách, rovina $x - z$	28
6.1.1 Průběh ohybových, krouticích momentů a posouvajících sil v oblasti řezu I	29
6.1.2 Průběh ohybových, krouticích momentů a posouvajících sil v oblasti řezu II	30
6.1.3 Průběh ohybových, krouticích momentů a posouvajících sil v oblasti řezu III	30
6.1.4 Průběh ohybových, krouticích momentů a posouvajících sil v oblasti řezu IV	31
6.1.5 Výsledky průběhů ohybových, krouticích momentů a posouvajících sil v rovině $x - z$	32
6.2 Výpočet reakcí ve vazbách, rovina $x - y$	33
6.2.1 Průběh ohybových, krouticích momentů a posouvajících sil v oblasti řezu I	34
6.2.2 Průběh ohybových, krouticích momentů a posouvajících sil v oblasti řezu II	34
6.2.3 Průběh ohybových, krouticích momentů a posouvajících sil v oblasti řezu III	35
6.2.4 Průběh ohybových, krouticích momentů a posouvajících sil v oblasti řezu IV	35
6.2.5 Výsledky průběhů ohybových, krouticích momentů a posouvajících sil v rovině $x - y$	36
6.3 Kontrola nebezpečných průřezů	37
6.3.1 Stanovení statické bezpečnosti	38
6.3.2 Stanovení dynamické bezpečnosti	39
7 Kontrola přenosu krouticího momentu pomocí pera	41
8 Výpočet trvanlivosti ložiskového tělesa	42
9 Závěr	43
10 Použitá literatura	45
11 Přílohy	47

Seznam použitých značek a symbolů

B	šířka řemenu	[mm]
D_{e1}	velký průměr hnací řemenice	[mm]
D_{e2}	velký průměr hnané řemenice	[mm]
D_m	průměr osazení	[mm]
D_{m1}	průměr osazení hnací řemenice	[mm]
D_{m2}	průměr osazení hnané řemenice	[mm]
D_{p1}	roztečný průměr hnací řemenice	[mm]
D_{p2}	roztečný průměr hnané řemenice	[mm]
F_f	síla odporu valení	[N]
F_h	síla hnací	[N]
F_{Hmax}	maximální hnací síla	[N]
F_P	síla působící na pero	[N]
F_{stat}	síla v řemenu	[N]
F_v	obvodová síla	[N]
F_{XYX1}	posouvající síly v rovině x – y, řez I	[N]
F_{XYX2}	posouvající síly v rovině x – y, řez II	[N]
F_{XYX3}	posouvající síly v rovině x – y, řez III	[N]
F_{XYX4}	posouvající síly v rovině x – y, řez IV	[N]
F_{XZX1}	posouvající síly v rovině x – z, řez I	[N]
F_{XZX2}	posouvající síly v rovině x – z, řez II	[N]
F_{XZX3}	posouvající síly v rovině x – z, řez III	[N]
F_{XZX4}	posouvající síly v rovině x – z, řez IV	[N]
F_z	síly v ose z	[N]
F_{ZN}	síla na zadní osu	[N]

K_A	dynamický součinitel	[-]
L_{10}	základní trvanlivost ložiska v milionech otáček	[mil. ot.]
L_{10h}	trvanlivost v provozních hodiích	[hod]
L_w	délka řemenu	[mm]
M_A	moment k podpoře A	[Nmm]
M_B	moment k podpoře B	[Nmm]
M_f	moment odporu valení	[Nm]
M_h	hnací moment	[Nm]
M_k'	návrhový krouticí moment	[Nm]
M_{K2X1}	krouticí moment na zadní ose, řez I	[Nmm]
M_{K2X2}	krouticí moment na zadní ose, řez II	[Nmm]
M_{K2X3}	krouticí moment na zadní ose, řez III	[Nmm]
M_{K2X4}	krouticí moment na zadní ose, řez IV	[Nmm]
M_{K2XA-A}	krouticí moment v řezu A – A	[Nmm]
M_{OA-A}	výsledný moment v řezu A – A	[Nmm]
M_{OXYX1}	ohybový moment v rovině x – y, řez I	[Nmm]
M_{OXYX2}	ohybový moment v rovině x – y, řez II	[Nmm]
M_{OXYX3}	ohybový moment v rovině x – y, řez III	[Nmm]
M_{OXYX4}	ohybový moment v rovině x – y, řez IV	[Nmm]
$M_{OXYXA-A}$	ohybový moment v rovině x – y v řezu A – A	[Nmm]
M_{OXZX1}	ohybový moment v rovině x – z, řez I	[Nmm]
M_{OXZX2}	ohybový moment v rovině x – z, řez II	[Nmm]
M_{OXZX3}	ohybový moment v rovině x – z, řez III	[Nmm]
M_{OXZX4}	ohybový moment v rovině x – z, řez IV	[Nmm]
$M_{OXZXA-A}$	ohybový moment v rovině x – z v řezu A – A	[Nmm]

P	výkon motoru	[W]
P'	návrhový výkon	[kW]
P_A	ekvivalentní zatížení ložiska v podpoře A	[N]
P_B	ekvivalentní zatížení ložiska v podpoře B	[N]
R	poloměr kola	[m]
R_{AY}	svislá reakce k podpoře A, osa y	[N]
R_{AZ}	svislá reakce k podpoře A, osa z	[N]
R_{BY}	svislá reakce k podpoře B, osa y	[N]
R_{BZ}	svislá reakce k podpoře B, osa z	[N]
R_d	dynamický poloměr kola	[m]
R_e	mez kluzu	[MPa]
R_m	mez pevnosti	[MPa]
R_{VAA}	výsledná axiální reakce v podpoře A	[N]
R_{VRA}	výsledná radiální reakce v podpoře A	[N]
R_{VRB}	výsledná radiální reakce v podpoře B	[N]
\sqrt{A}	Neuberova konstanta vrubové citlivosti	[-]
a	skutečná osová vzdálenost	[mm]
a_w	návrhová osová vzdálenost	[mm]
b	šířka pera	[mm]
c_0	celkový zatěžující faktor	[-]
$c_{0\text{vyp}}$	vypočítaný celkový zatěžující faktor	[-]
c_1	součinitel počtu zubů v záběru	[-]
c_2	součinitel provozního zatížení	[-]
c_3	součinitel zrychlení	[-]
c_4	součinitel únavy	[-]

c_5	součinitel délky řemenu	[-]
c_6	součinitel šířky řemenu	[-]
$c_{6\text{vyp}}$	vypočítaný součinitel šířky řemenu	[-]
d	průměr osy	[mm]
d_1	průměr hřídele převodovky	[mm]
f	odpor valení	[N]
g	gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
i_p	převodový poměr převodovky	[-]
i_s	převodový poměr sekundárního převodu	[-]
i_s'	návrhový převodový poměr sekundárního převodu	[-]
k_1	servisní faktor	[-]
k_2	zátěžový faktor	[-]
$k_{d\sigma A-A}$	součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu v řezu A – A	[-]
k_r	bezpečnost řemenu	[-]
k_{SA-A}	součinitel statické bezpečnosti v řezu A – A	[-]
k_{STA-A}	součinitel statické bezpečnosti ve smyku v řezu A – A	[-]
l_p	délka pera	[mm]
m_n	nosnost traktoru	[kg]
m_t	hmotnost traktoru	[kg]
n_1	výstupní otáčky z převodovky	[min ⁻¹]
p	exponent rovnice trvanlivosti pro typ ložiska	[-]
p_{DOV}	dovolený měrný tlak na náboj	[MPa]
P_n	přenositelný výkon řemenu	[kW]
p_p	tlak na pero	[MPa]
t	rozteč zubů	[mm]

t_1	hloubka v náboji	[mm]
v	rychlost traktoru	[km/h]
x_1	x-ová souřadnice řezu I	[mm]
x_2	x-ová souřadnice řezu II	[mm]
x_3	x-ová souřadnice řezu III	[mm]
x_4	x-ová souřadnice řezu IV	[mm]
x_{A-A}	x-ová souřadnice řezu A – A	[mm]
z_1	počet zubů hnací řemenice	[-]
z_2	počet zubů hnané řemenice	[-]
z_2'	navržený počet zubů	[-]
z_e	počet zubů v záběru	[-]
$\alpha_{\sigma A-A}$	součinitel vrubu pro ohyb	[-]
$\alpha_{\tau A-A}$	součinitel vrubu pro krut	[-]
β	úhel opásání hnací řemenice	[°]
β_{A-A}	vrubový součinitel v řezu A – A podle Neuberera	[-]
ϵ_{VA-A}	součinitel velikosti v řezu A – A	[-]
η_{PA-A}	součinitel jakosti povrchu v řezu A – A	[-]
ρ_{A-A}	poloměr vrubu	[-]
σ_{COA-A}^*	mez únavy skutečné součásti v řezu A – A	[MPa]
σ_{A-A}	ohybové napětí v řezu A – A	[MPa]
σ_{AOA-A}	amplituda napětí v řezu A – A	[MPa]
σ_{CO}	mez pevnosti v ohybu pro hladký vzorek	[MPa]
σ_{redA-A}	redukováné napětí v řezu A – A	[MPa]
τ_{A-A}	smykové napětí v řezu A – A	[MPa]

1 Úvod

V bakalářské práci se budu zabývat návrhem dětského zahradního traktoru na elektropohon. Uvedu zde přehled nabízených dětských traktorů. Navrhnou konstrukční řešení, vypočítám elektrický pohon dětského traktoru. Pevnostně zkontroluji zadní hnanou osu.

1.1 Cíle bakalářské práce

Cílem bakalářské práce bude:

1. Zmapovat trh nabízených Dětských traktorů na elektropohon.
2. Navrhnout konstrukční řešení traktoru.
3. Navrhnout elektrický pohon traktoru.
4. Pevnostní kontrola osy.
5. Zhodnocení dosažených výsledků.

2 Přehled nabízených dětských traktorů na trhu

Dříve než přistoupím k samotnému obsahu bakalářské práce, uvedu v této kapitole přehled nabízených dětských hraček vyskytujících se v současnosti na trhu, které mi budou sloužit jako předloha pro vlastní návrh dětského traktoru. Vybrané produkty jsou dětské hračky, které mají vlastní pohon jak elektrický (12V elektromotor), tak spalovací, a jsou určeny pro děti od 3 let.

2.1 Elektrický traktor John Deere Ground Force – Peg Pérego

Jedná se o plastový dětský traktor s vlekem na elektropohon. Je určen pro děti od 3 do 8 let. Jako pohon slouží dva elektrické motory o výkonech 2x 140 W. Dostatečný výkon motorů a kapacita baterii zaručí provozování traktoru po dobu minimálně 30 minut. Traktorek je vybavený řadicí pákou, kterou lze navolit rychlosti vpřed 1, 2 a vzad. Druhou rychlost je možné vyřadit z provozu, aby se traktor nepohyboval velkou rychlostí. Zdolává hrbaté, zpevněné, nezpevněné povrchy s maximálním stoupáním 10 %. Akcelérátor a brzda jsou v jednom pedálu. Při jízdě je akcelérátor stlačený a po uvolnění se traktor zabrzdí. Traktorek má nastavitelnou sedačku ve vodorovném směru, to umožní přizpůsobit sedačku velikosti dítěte. Součástí dodávky je baterie a nabíjecí zařízení. Konstrukce traktoru je plastová, hřídele a čepy jsou zhotoveny z kovu. [6]



Obr. 2.1 Elektrický traktor

John Deere Peg Pérego Ground Force [6]

Tab. 1 Technické parametry [6]:

Vhodné pro věk	3 – 8 let
Počet míst	1
Baterie	12 V, 8 Ah
Doba jízdy	min. 30 min
Motor	2x 12 V 140 W
Rychlostní stupně	2 + zpátečka
Rychlost km/h	3,5 (1); 7,3 (2); 3,2 (R)
Hmotnost	15 kg
Maximální zatížení	40 kg
Maximální stoupání	10 %
Vhodný povrch	pevný i nezpevněný (tráva)
Rozměry (d x v x š)	158 x 64,5 x 62,5 cm

2.2 Elektrický traktor BIG – Biemme

Dětský elektrický traktor BIG od firmy Biemme je poháněn 12 V baterií. Je určen pro děti od 3 do 6 let. Rychlost traktoru je 4 a 6 km/h. Volba rychlosti a směru jízdy se volí pákou pod volantem. Doba aktivního provozu traktoru je 1,5 až 2 hodiny. Nabíjecí zařízení je součástí dodávky. Traktor je vybavený klaksonem. Při sešlápnutém pedálu akcelérátoru je traktorek v provozu, a naopak při uvolnění pedálu akcelérátoru traktor zabrzdí. Konstrukce traktoru je plastová, hřídele a čepy jsou zhotoveny z kovu [7].



Obr. 2.2 Elektrický traktor BIG elektrický 12V - BIEMME [7]

Tab. 2 Technické parametry [7]:

Vhodné pro věk	3 – 6 let
Počet míst	1
Baterie	12 V
Doba jízdy/Dojezd	1,5 h (1); 2 h (2)/ -
Motor	12 V
Rychlostní stupně	2 + zpátečka
Rychlost km/h	4 (1); 6 (2); 4 (R)
Hmotnost	Neuvedeno
Maximální zatížení	Neuvedeno
Maximální stoupání	Neuvedeno
Vhodný povrch	pevný i nezpevněný (tráva)
Rozměry (d x v x š)	108 x 78 x 62 cm

2.3 Dětská elektrická čtyřkolka ATV ECO COBRA 500W

Dětská čtyřkolka je vybavena 36V elektromotorem o výkonu 500 W. Napájení elektromotoru je realizováno pomocí tří bezúdržbových baterií, jejichž napětí je 12 V. Čtyřkolka umožňuje jízdu vpřed i vzad; přepínání směru jízdy se provádí otočným přepínačem umístěným na nádrži. Maximální rychlost čtyřkolky je 30 km/h, pro menší děti je možné snížit rychlost na cca 12 km/h. Dojezd je závislá na zatížení a daném povrchu. Uvádí se přibližně na 10 – 15 km. Maximální zatížení čtyřkolky je 60 kg [8].



Obr. 2.3 Dětská elektrická čtyřkolka ATV ECO COBRA 500W [8]

Tab. 3 Technické parametry [8]:

Vhodné pro věk	Neuvedeno
Počet míst	1
Baterie	3x 12 V (12Ah)
Doba jízdy/Dojezd	- /cca 10 – 15 km
Motor	DC 36 V 500 W
Rychlostní stupně	2 + zpátečka
Rychlost km/h	4 (1); 6 (2); 4 (R)
Hmotnost	35 kg
Maximální zatížení	70 kg
Maximální stoupání	Neuvedeno
Vhodný povrch	pevný i nezpevněný (tráva)
Rozměry (d x v x š)	105 x 65 x 55 cm

2.4 Dětský motorový traktor s přívěsem

Dětský motorový traktor se liší od předešlých tím, že je poháněn benzínovým spalovacím motorem. Rám traktoru je zhotoven z ocelových profilů a karoserie je plastová. Traktor má 3 rychlostní převodovku a zpětný chod. Rychlosti se řadí pákou na levé straně traktoru. Součástí je přívěsný vozík, který lze odpojit. Traktor je vybaven světlem, houkačkou a posuvnou sedačkou. Rychlost traktoru v závislosti na zatížení je přibližně 45 km/h. Nedílnou součástí jsou kotoučové brzdy na přední i zadní nápravě ovládané pomocí pedálu [9].



Obr. 2.4 Dětský motorový traktorek s přívěsem [9]

Tab. 4 Technické parametry [9]:

Vhodné pro věk	Neuvedeno
Počet míst	1
Baterie	Neuvedeno
Doba jízdy/Dojezd	Neuvedeno
Motor	Spalovací, 4 - takt
Rychlostní stupně	3 + zpátečka
Rychlost km/h	Neuvedeno
Hmotnost	110 kg
Maximální zatížení	90 kg
Maximální stoupání	Neuvedeno
Vhodný povrch	pevný i nezpevněný (tráva)
Rozměry (d x v x š)	138 x 92 x 88 cm

2.5 Zhodnocení uvedených výrobků

Uvedl jsem zde produkty rozdílných konstrukcí: dva traktory zhotovené z plastických hmot, poháněné 12V stejnosměrnými elektromotory. Zkoumal jsem provozní parametry traktorů, tj. doporučený věk, rychlost pohybu, dojezd, maximální zatížení traktoru a výkon motoru. Jen u jednoho byl uveden výkon elektromotoru, a to 140 W. Dva motory o celkovém výkonu 2x 140 W uvádí do pohybu traktor *John Deere Peg Pérego Ground Force*. Další dva produkty mají rozdílný pohon a design, ale konstrukce rámu je zhotovena z ocelí. Ve své bakalářské práci bych chtěl navrhnout dětský traktorek s tuhým rámem z kovu a plastovou karoserií.

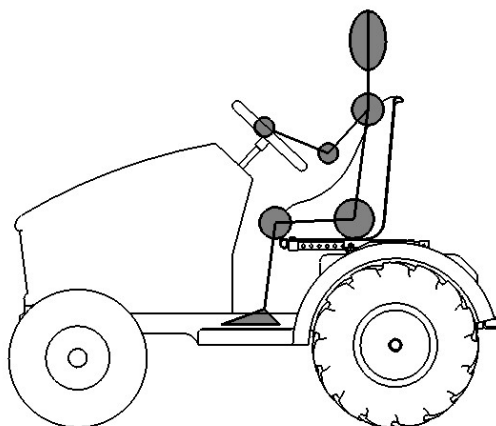
2.6 Parametry navrhovaného traktoru

- pro děti od 3 let,
- s maximální nosností do 75 kg,
- maximální rychlost do 10 km/h,
- jednoduchá, lehká a bezpečná konstrukce,
- pohon stejnosměrným 12V elektromotorem.

3 Návrh dětského traktoru

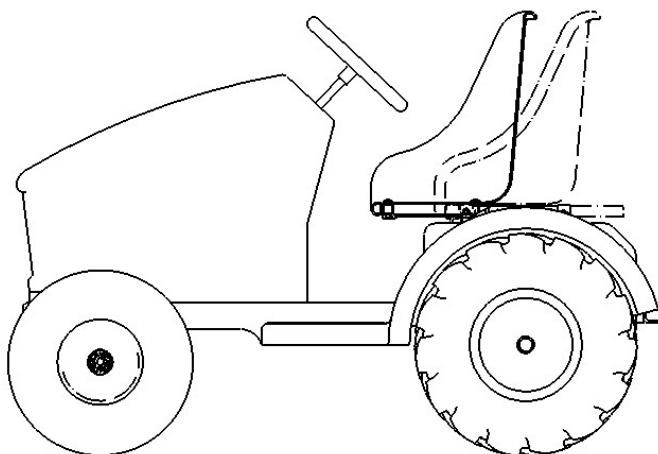
Dětský traktorek musí být navržený tak, aby byl přizpůsobený dítěti od 3 let, ale i staršímu, které by zároveň dosáhlo na podlahu chodidly, rukama na volant a bylo schopno s volantem manipulovat. Výše zmíněné problematice se budu věnovat pouze okrajově, protože není cílem mé bakalářské práce.

Před začátkem návrhu traktoru jsem si vytvořil databázi tělesných proporcí dětí ve věku 3, 4, 5 a 6 let a vypočítal jsem si průměrné hodnoty rozměrů každé věkové kategorie. Postupně jsem vytvářel pomocí 3D softwaru návrh dětského traktoru do této podoby: na obr. 3.1 můžete vidět návrh dětského traktoru s průměrnou velikostí 3letého dítěte.



Obr. 3.1 Dětský traktorek s průměrnou velikostí 3letého dítěte

Malé děti velmi rychle rostou, a proto je nutné, aby traktor byl přizpůsobitelný velikosti dítěte. Dětský traktorek jsem vybavil polohovatelnou sedačkou, kterou lze nastavit v horizontálním směru podle proporcí dítěte. Děti věkové kategorie 4 a více let jsou větší, a proto lze sedačku posunout v rozmezí 121 mm.



Obr. 3.2 Dětský traktorek s posuvnou sedačkou

4 Návrh pohonné jednotky

Pro pohon Dětského traktoru použiji, jak už je řečeno v zadání, stejnosměrný 12 V elektromotor. Před návrhem pohonu provedu průzkum nabízených výrobků na trhu, provedu výpočet návrhového výkonu, a poté zvolím ideální elektromotor (zahrnující parametry: otáčky, velikost, hmotnost, výkon).

4.1 Přehled elektromotorů

4.1.1 DC motor série PDS132190 s planetovou převodovkou

Stejnoseměrný motor má robustní konstrukci. Používá kuličkové ložiska. Výhodou tohoto motoru je dodání s planetovou převodovkou a odpadá tím typování převodovky pro redukci otáček [10].

Tab. 5 Parametry motoru [10]:

Napětí	12 V
Výkon	320 W
Otáčky	1500 min^{-1}
Proud	26 A
Točivý moment	2 Nm



Obr. 4.1 DC motor Série PDS132190 s planetovou převodovkou [10]

4.1.2 Stejnoseměrné motory – EC

Stejnoseměrné motory značky TRANCTECNO mají výhodu širokého rozsahu výkonů od 20 do 800 W. Nevýhodou tohoto elektromotoru je, že neobsahuje ventilátor pro chlazení, a tedy může dojít k přehřátí a poškození. Motor dosahuje vysokých otáček, což má dopad na větší odběr proudu, a proto bych musel použít převodovku s velkým převodovým poměrem [11].

Tab. 6 Parametry motoru [11]:

Napětí	12 V
Výkon	20 - 800 W
Otáčky	3000 min^{-1}
Proud	2,6 – 94,4 A
Točivý moment	0,06 – 2,54 Nm



Obr. 4.2 Stejnoseměrné motory - EC [11]

4.2 Volba elektromotoru

Pro pohon traktoru volím elektromotor *DC motor Série PDS132190 s planetovou převodovkou*. Výhodou je planetová převodovka, nízký odběr proudu a otáčky motoru.

4.3 Výpočet potřebného točivého momentu k uvedení traktoru do pohybu

Nejprve je třeba určit potřebný točivý moment k překonání valivých odporů, aby se traktor začal pohybovat. Traktor se bude pohybovat po nepevném povrchu – po zahradě, v nejlepším případě po pevném povrchu – asfalt. Uvažuji o součiniteli f valivého odporu pro nepevný povrch, protože klade kolům traktoru největší odpor. Součinitel odporů valení použiji ze skript [1].

Pro posečenou suchou louku je součinitel odporu valení $f = 0,04 - 0,08$.

Volím hodnotu $f = 0,06$.

Hmotnost traktoru $m_t = 62,5$ kg.

Maximální zatížení traktoru $m_{\max} = 75$ kg.

Celková hmotnost činí $m = m_t + m_{\max} = 62,5 + 75 = 137,5$ kg.

Dynamický poloměr kola R_d volím poloměr kola $R = 0,21$ m.

Silový rozbor na zadním kole traktoru:

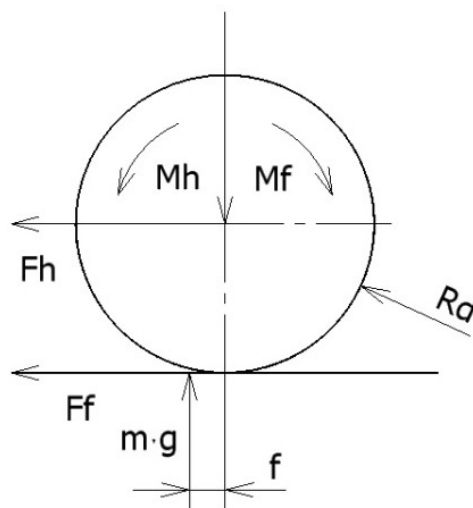
Momentová rovnice dle obr.

$$M_h = M_f$$

$$M_h = m \cdot g \cdot f \cdot R_d \quad (4.1)$$

$$M_h = 137,5 \cdot 9,81 \cdot 0,06 \cdot 0,21$$

$$M_h = 17 \text{ Nm}$$



Obr. 4.3 Silový rozbor na kole

4.4 Výpočet sekundárního převodového poměru

Výstupní výkon z planetové převodovky elektromotoru je nutné převést na zadní osu. Potřebný převodový poměr vypočítám ze zvolené pohybové rychlosti traktoru a otáček použitého elektromotoru s převodovkou.

Výstupní otáčky z převodovky $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$ [10].

Rychlost traktoru do $v = 10 \text{ km/h}$.

$$\begin{aligned}v &= \frac{\pi \cdot n_1 \cdot R_d}{30 \cdot i'_s} \cdot \frac{3600}{1000} \\v &= \frac{0,377 \cdot n_1 \cdot R_d}{i'_s} \Rightarrow i'_s \\i'_s &= \frac{0,377 \cdot n_1 \cdot R_d}{v} \\i'_s &= \frac{0,377 \cdot 150 \cdot 0,21}{10} \\i'_s &= 1,188\end{aligned} \tag{4.2}$$

Volím sekundární převodový poměr $i_s = 1,2$.

4.5 Kontrola zvoleného elektromotoru

Výkon elektromotoru musí být dostačující, aby traktor byl schopen pohybu s maximálním zatížením. Krouticí moment motoru M_k' dosadím do rovnice 4.1 pro výpočet výkonu elektromotoru. Zvolený elektromotor má výkon $P = 320 \text{ W}$ při $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ [10].

$$\begin{aligned}P' &= \frac{2 \cdot M_k' \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{M_k' \cdot \pi \cdot n}{30} \\P' &= \frac{1,4 \cdot \pi \cdot 1500}{30} \\P' &= 220 \text{ W} < P = 320 \text{ W} \rightarrow \text{VYHOVUJE}\end{aligned} \tag{4.3}$$

Krouticí moment motoru M_k' :

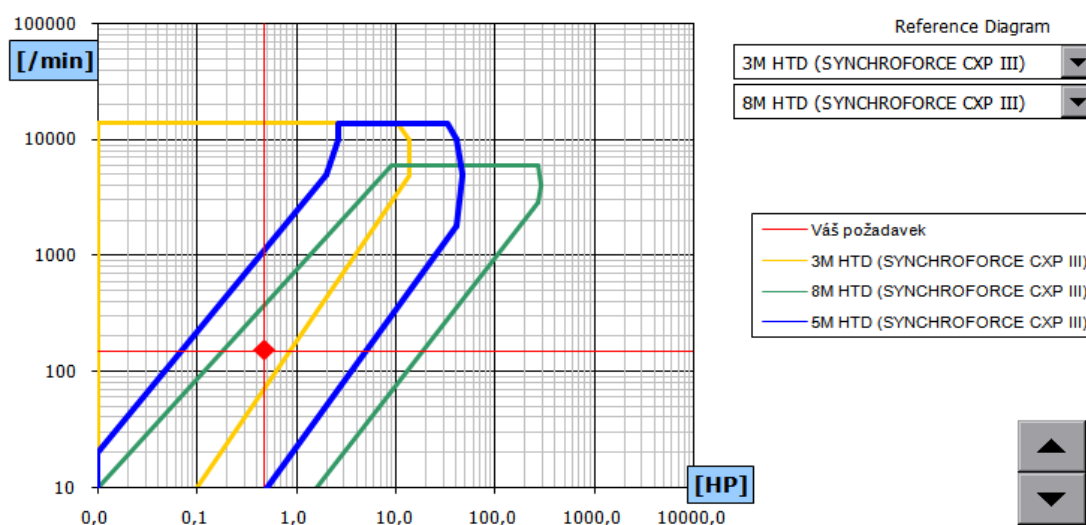
$$\begin{aligned}M_k' &= \frac{M_h}{i_s \cdot i_p} \\M_k' &= \frac{17}{1,2 \cdot 10} \\M_k' &= 1,4 \text{ Nm}\end{aligned} \tag{4.4}$$

Výkon zvoleného elektromotoru je dostačující pro pohon dětského traktoru.

5 Návrh a výpočet převodu ozubeným řemenem

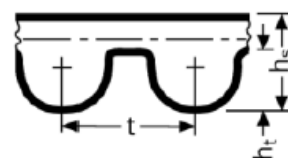
5.1 Určení typu převodového řemenu

Určení typu převodového řemenu provedu v software MITCalc [16]. Na obr. 5.1 je vyobrazen výkonový graf normalizovaných řemenů. Červený kříž s bodem označuje zadané počáteční výkonnostní parametry z převodovky, barevné obrazce pak zvolené typy řemenů.



Obr. 5.1 Výkonový graf [16]

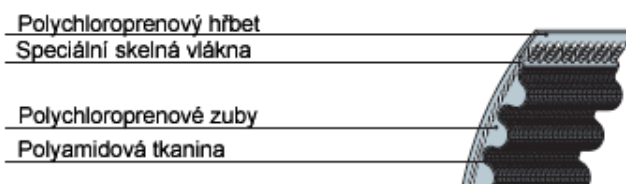
Volím převodový ozubený řemen typu 5M HTD (SYNCHROFORCE CXP) od firmy Tyma CZ. Profil zubu řemenu je na obr. .



Obr. 5.2 Profil zubu řemenu [12]

Použití řemenu

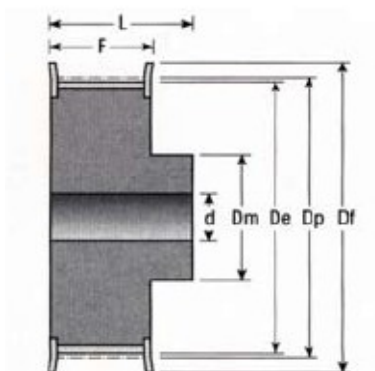
Řemeny SYNCHROFORCE CXP se používají všude tam, kde je potřeba přenášet vysoké výkony a současně vysoké obvodové rychlosti. Vysoká odolnost proti opotřebení zaručuje dlouhodobý bezúdržbový provoz v průmyslovém odvětví všude tam, kde jsou přenášeny vysoké výkony a provedení bez nutnosti údržby [12]. Na obr. 5.3 je vyobrazené složení ozubeného řemene CXP.



Obr. 5.3 Složení ozubeného řemene CXP [12]

5.2 Volba počtu zubů řemenových kol

Nejmenší počet zubů řemenového kola z_1 je omezen průměrem D_m , aby vzdálenost nad perem výstupní hřídele převodovky byla dostatečně velká. Provedu kontrolní výpočet zda průměr D_{m1} vyhovuje. Řemenice použiji od stejnojmenné firmy Tyma CZ [12].



$$\frac{D_{m1}}{2} - \sqrt{\left(\frac{d_1}{2} + t_1\right)^2 + \left(\frac{b}{2}\right)^2} > \min. 3 \text{ mm}$$

$$\frac{38}{2} - \sqrt{\left(\frac{24}{2} + 2,9\right)^2 + \left(\frac{8}{2}\right)^2} > \min. 3 \text{ mm} \quad (5.1)$$

$$3,57 \text{ mm} > 3 \text{ mm} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Tab. 7 Parametry hnací řemenice [12]:

počet zubů z_1	40
roztečný průměr D_{p1}	63,66 mm
velký průměr řemenice D_{e1}	62,52 mm
průměr D_{m1}	38,00 mm
materiál	ocel C45
s vodícími obruhami	

Obr. 5.4 Rozměry hnací řemenice [12]

Stanovení počtu zubů hnané řemenice:

$$i_s = \frac{z_2'}{z_1} \Rightarrow z_2'$$

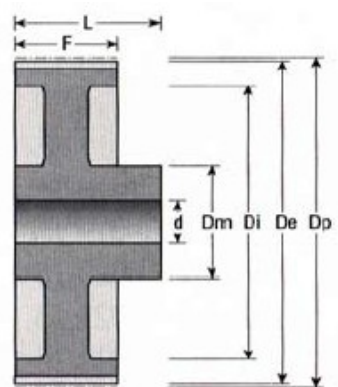
$$z_2' = i_s \cdot z_1$$

$$z_2' = 1,2 \cdot 40$$

$$z_2' = 48$$

(5.2)

Volím počet zubů $z_2 = 48$.



Tab. 8 Parametry hnané řemenice [12]:

počet zubů z_2	48
roztečný průměr D_{p2}	76,39 mm
velký průměr řemenice D_{e2}	75,25 mm
průměr D_{m1}	38,00 mm
materiál	slitina AlMgPb
bez ohrub	

Obr. 5.5 Rozměry hnané řemenice [12]

5.3 Výpočet délky řemene

Ozubený řemen použiji od firmy Tyma CZ [12].

Parametry převodu:

osová vzdálenost $a_w = 151,5$ mm,

rozteč zubů řemenu $t = 5$ mm.

$$\begin{aligned}L_w &= 2 \cdot a_w + \frac{t}{2} \cdot (z_2 + z_1) + \frac{\left[\frac{t}{\pi} \cdot (z_2 - z_1)\right]^2}{4 \cdot a_w} \\L_w &= 2 \cdot 151,5 + \frac{5}{2} \cdot (48 + 40) + \frac{\left[\frac{5}{\pi} \cdot (48 - 40)\right]^2}{4 \cdot 151,5} \\L_w &= 523,27 \text{ mm}\end{aligned} \tag{5.3}$$

Volím ozubený řemen délky 525 mm.

Označení řemenu: 05M-0525-15 CXP.

5.4 Výpočet skutečné osové vzdálenosti

vzorec převzatý z katalogu firmy Tyma CZ [12].

$$\begin{aligned}a &= \frac{1}{4} \cdot \left[L_w - \frac{t}{2} \cdot (z_2 + z_1) + \sqrt{\left[L_w - \frac{t}{2} \cdot (z_2 + z_1) \right]^2 - 2 \cdot \left[\frac{t}{\pi} \cdot (z_2 - z_1) \right]^2} \right] \\a &= \frac{1}{4} \cdot \left[525 - \frac{5}{2} \cdot (48 + 40) + \sqrt{\left[525 - \frac{5}{2} \cdot (48 + 40) \right]^2 - 2 \cdot \left[\frac{5}{\pi} \cdot (48 - 40) \right]^2} \right] \\a &= 152,37 \text{ mm}\end{aligned} \tag{5.4}$$

5.5 Úhel opásání malé řemenice

vzorec převzatý z katalogu firmy Tyma CZ [12].

$$\begin{aligned}\beta &= 2 \cdot \arccos\left(\frac{t \cdot (z_2 - z_1)}{2 \cdot \pi \cdot a}\right) \\ \beta &= 2 \cdot \arccos\left(\frac{5 \cdot (48 - 40)}{2 \cdot \pi \cdot 152,37}\right) \\ \beta &= 175,21^\circ\end{aligned} \tag{5.5}$$

5.6 Počet zubů v záběru

vzorec převzatý z katalogu firmy Tyma CZ [12].

$$\begin{aligned}z_e &= z_1 \cdot \left(\frac{\beta}{360}\right) \\z_e &= 40 \cdot \left(\frac{175,21}{360}\right) \\z_e &= 19,47 \text{ mm} \\&\rightarrow \text{Součinitel } c_1 = 1\end{aligned}\tag{5.6}$$

5.7 Stanovení šířky ozubeného řemenu, výpočet koeficientu bezpečnosti řemenu

Výpočet šířky řemenu provedu podle vztahů z katalogu ozubených řemenů firmy Tyma CZ [12]. Základní šířka řemenu je $B = 9 \text{ mm}$. Při této šířce je schopen řemen přenést výkon $P_n = 385 \text{ W}$. Porovnám součinitel šířky řemenu c_6 a vypočtený součinitel šířky řemenu $c_{6\text{vyp}}$. Zvolím šířku řemenu.

Volba součinitelů podle katalogu firmy Tyma CZ [12]:

součinitel počtu zubů v záběru $c_1 = 1$;
součinitel provozního zatížení $c_2 = 1,4$;
součinitel zrychlení $c_3 = 0$;
součinitel únavy $c_4 = 0$;
součinitel délky řemene $c_5 = 1$.

Volím šířku řemenu $B = 15 \text{ mm}$,
součinitel šířky řemenu pro zvolený řemen je $c_6 = 1,85$.

$$\begin{aligned}c_6 &\geq c_{6\text{vyp}} \\1,85 &\geq 1,164 \rightarrow \text{VYHOVUJE}\end{aligned}$$

Výpočet součinitele $c_{6\text{vyp}}$:

$$\begin{aligned}c_{6\text{vyp}} &= \frac{P \cdot c_0}{P_n \cdot c_1 \cdot c_5} \\c_{6\text{vyp}} &= \frac{320 \cdot 1,4}{385 \cdot 1 \cdot 1} \\c_{6\text{vyp}} &= 1,164\end{aligned}\tag{5.7}$$

Výpočet součinitele $c_{0\text{vyp}}$:

$$c_{0\text{vyp}} = \frac{P_n \cdot c_1 \cdot c_5 \cdot c_6}{P}$$

$$c_{0\text{vyp}} = \frac{385 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,85}{320} \quad (5.8)$$

$$c_{0\text{vyp}} = 2,226$$

Výpočet bezpečnosti řemenu k_r :

$$k_r = \frac{P \cdot c_0}{P_n \cdot c_1 \cdot c_5 \cdot c_6}$$

$$k_r = \frac{320 \cdot 1,4}{385 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,85} \quad (5.9)$$

$$k_r = 1,59$$

Výpočet součinitele c_0 :

$$c_0 = c_2 + c_3 + c_4$$

$$c_0 = 1,4 + 0 + 0 \quad (5.10)$$

$$c_0 = 1,4$$

5.8 Výpočet obvodové síly F_v :

Koeficienty k_1 a k_2 a vzorec jsou převzaty z katalogu firmy Tyma CZ [12].

počáteční servisní faktor $k_1 = 1,0$;

počáteční zatěžující faktor $k_2 = 1,3$.

$$F_v = k_1 \cdot k_2 \cdot \frac{60 \cdot 10^6 \cdot P \cdot \sin \frac{\beta}{2}}{t \cdot z_1 \cdot n_2}$$

$$F_v = 1,0 \cdot 1,3 \cdot \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 320 \cdot \sin \frac{175,21}{2}}{5 \cdot 40 \cdot 150} \quad (5.11)$$

$$F_v = 831,3 \text{ N}$$

5.9 Kontrola síly v řemenu

Dovolená síla na řemen $F_{U\text{DOV}} = 500 \text{ N}$ a vzorec jsou převzaty z katalogu firmy Tyma CZ [12].

$$F_{\text{stat}} = \frac{F_v}{2 \cdot \sin \frac{\beta}{2}}$$

$$F_{\text{stat}} = \frac{831,3}{2 \cdot \sin \frac{175,21}{2}} \quad (5.12)$$

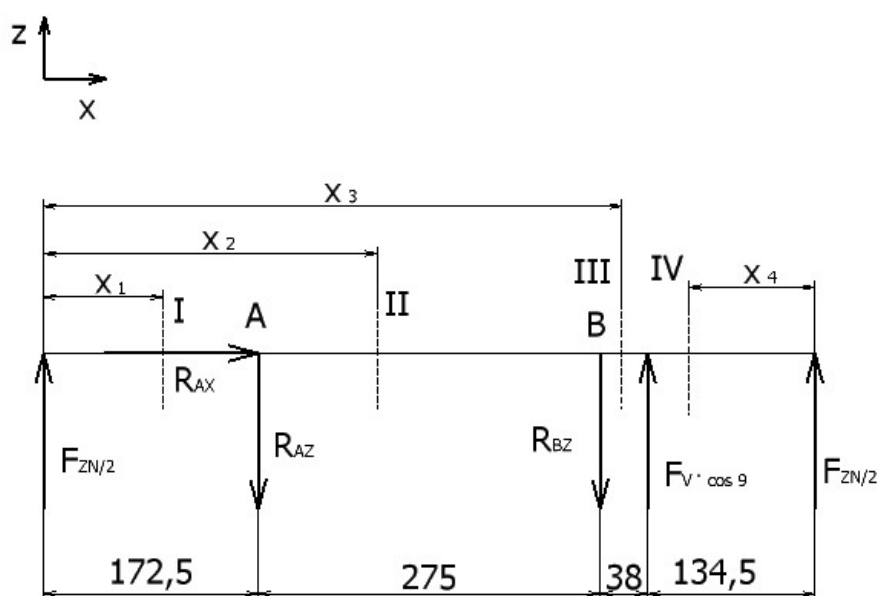
$$F_{\text{stat}} = 416 \text{ N} < F_{U\text{DOV}} = 500 \text{ N} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Zvolený řemen vyhovuje daným podmínkám.

6 Pevnostní kontrola zadní osy

Zadní osa traktoru přenáší krouticí moment od motoru na kola, a zároveň slouží jako nosný prvek traktoru. Osu jsem uložil do ložiskových těles, které umožňují rotaci v radiálním směru, zabráňují posunu v axiálním směru a dovolují průhyb osy. Kola traktoru jsou na hřídeli nasazena a pojištěna v axiálním a radiálním směru pomocí čepu. Přenos krouticího momentu na osu je pomocí těsného pera. Na výrobu osy jsem použil taženou ocel o průměru $d = 25$ mm a jakosti 11 600.

6.1 Výpočet reakcí ve vazbách, rovina x – z



Obr. 6.1 Silové zatížení v rovině x – z

Maximální síla na zadní osu je $F_{ZN} = 1\,014,7$ N.

$$\begin{aligned} \sum M_B &= +R_{AZ} \cdot 275 - F_{ZN} \cdot \frac{172,5 + 275}{2} + F_{ZN} \cdot \frac{134,4 + 38}{2} + F_V \cdot \cos 9^\circ \cdot 38 = 0 \\ R_{AZ} &= \frac{F_{ZN} \cdot \frac{172,5+275}{2} - F_{ZN} \cdot \frac{134,4+38}{2} - F_V \cdot \cos 9^\circ \cdot 38}{275} \quad (6.1) \\ R_{AZ} &= \frac{\frac{1014,7}{2} \cdot (172,5 + 275) - \frac{1014,7}{2} \cdot (134,4 + 38) - 831,3 \cdot \cos 9^\circ \cdot 38}{275} \\ R_{AZ} &= 393,6 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\sum M_A &= \frac{F_{ZN}}{2} \cdot (275 + 38 + 134,4) + F_V \cdot \cos 9^\circ \cdot (275 + 38) - R_{BZ} \cdot 275 - \frac{F_{ZN}}{2} \cdot 172,5 = 0 \\
R_{BZ} &= \frac{\frac{F_{ZN}}{2} \cdot (275 + 38 + 134,4) + F_V \cdot \cos 9^\circ \cdot (275 + 38) - \frac{F_{ZN}}{2} \cdot 172,5}{275} \\
R_{BZ} &= \frac{\frac{1014,7}{2} \cdot (275 + 38 + 134,4) + 831,3 \cdot \cos 9^\circ \cdot (275 + 38) - \frac{1014,7}{2} \cdot 172,5}{275} \\
R_{BZ} &= 1\,441,7 \text{ N}
\end{aligned} \tag{6.2}$$

$$\begin{aligned}
\sum F_z &= \frac{F_{ZN}}{2} + \frac{F_{ZN}}{2} + F_V \cdot \cos 9^\circ - R_{AZ} - R_{BZ} \\
\sum F_z &= 1014,7 + 831,3 \cdot \cos 9^\circ - 393,6 - 1441,7 \\
\sum F_z &= 0 \text{ N}
\end{aligned} \tag{6.3}$$

$$R_{AX} = 0 \text{ N}$$

6.1.1 Průběh ohybových, krouticích momentů a posouvajících sil v oblasti řezu I

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$x_1 = 0 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}
M_{Oxz\,x_1} &= \frac{F_{ZN}}{2} \cdot x_1 \\
M_{Oxz\,x_1} &= \frac{1014,7}{2} \cdot 0 \\
M_{Oxz\,x_1} &= 0 \text{ Nmm}
\end{aligned} \tag{6.4}$$

$$x_1 = 172,5 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}
M_{Oxz\,x_1} &= \frac{F_{ZN}}{2} \cdot x_1 \\
M_{Oxz\,x_1} &= \frac{1014,7}{2} \cdot 172,5 \\
M_{Oxz\,x_1} &= 87\,517,9 \text{ Nmm}
\end{aligned} \tag{6.5}$$

Rovnice průběhu krouticích momentů:

$$\begin{aligned}
M_{k2x_1} &= M_{k1} \cdot i = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n_1} \cdot i \\
M_{k2x_1} &= \frac{30 \cdot 320}{\pi \cdot 1500} \cdot 12 \\
M_{k2x_1} &= 24\,446,2 \text{ Nmm}
\end{aligned} \tag{6.6}$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$\begin{aligned}F_{XZX_1} &= \frac{F_{ZN}}{2} \\F_{XZX_1} &= \frac{1014,7}{2} \\F_{XZX_1} &= 507,4 \text{ N}\end{aligned}\tag{6.7}$$

6.1.2 Průběh ohybových, krouticích momentů a posouvajících sil v oblasti řezu II

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$\begin{aligned}x_2 &= 172,5 \text{ mm} \\M_{OXZ x_2} &= \frac{F_{ZN}}{2} \cdot x_2 - R_{AZ} \cdot (x_2 - 172,5) \\M_{OXZ x_2} &= \frac{1014,7}{2} \cdot 172,5 - 393,6 \cdot (172,5 - 172,5) \\M_{OXZ x_2} &= 87\,517,9 \text{ Nmm}\end{aligned}\tag{6.8}$$

$$\begin{aligned}x_2 &= 172,5 + 275 = 447,5 \text{ mm} \\M_{OXZ x_2} &= \frac{F_{ZN}}{2} \cdot x_2 - R_{AZ} \cdot (x_2 - 172,5) \\M_{OXZ x_2} &= \frac{1014,7}{2} \cdot 447,5 - 393,6 \cdot (447,5 - 172,5) \\M_{OXZ x_2} &= 118\,799,1 \text{ Nmm}\end{aligned}\tag{6.9}$$

Rovnice průběhu krouticích momentů:

$$M_{k2x_2} = 24\,446,2 \text{ Nmm}$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$\begin{aligned}F_{XZX_2} &= \frac{F_{ZN}}{2} - R_{AZ} \\F_{XZX_2} &= \frac{1014,7}{2} - 393,6 \\F_{XZX_2} &= 113,8 \text{ N}\end{aligned}\tag{6.10}$$

6.1.3 Průběh ohybových, krouticích momentů a posouvajících sil v oblasti řezu III

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$\begin{aligned}x_3 &= 447,5 \text{ mm} \\M_{OXZ x_3} &= \frac{F_{ZN}}{2} \cdot x_3 - R_{AZ} \cdot (x_3 - 172,5) - R_{BZ} \cdot (x_3 - 172,5 - 275) \\M_{OXZ x_3} &= \frac{1014,7}{2} \cdot 447,5 - 393,6 \cdot (447,5 - 172,5) - 1441,7 \cdot (447,5 - 172,5 - 275) \\M_{OXZ x_3} &= 118\,799 \text{ Nmm}\end{aligned}\tag{6.11}$$

$$x_3 = 172,5 + 275 + 38$$

$$x_3 = 485,5 \text{ mm}$$

$$M_{O_{XZ} X_3} = \frac{F_{ZN}}{2} \cdot x_3 - R_{AZ} \cdot (x_3 - 172,5) - R_{BZ} \cdot (x_3 - 172,5 - 275)$$

$$M_{O_{XZ} X_3} = \frac{1014,7}{2} \cdot 485,5 - 393,6 \cdot (485,5 - 172,5) - 1441,7 \cdot (485,5 - 172,5 - 275) \quad (6.12)$$

$$M_{O_{XZ} X_3} = 68\,337 \text{ Nmm}$$

Rovnice průběhu krouticích momentů:

$$M_{k2x_3} = 24\,446,2 \text{ Nmm}$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$F_{XZX_3} = \frac{F_{ZN}}{2} - R_{AZ} - R_{BZ}$$

$$F_{XZX_3} = \frac{1014,7}{2} - 393,6 - 1441,7 \quad (6.13)$$

$$F_{XZX_3} = -1328 \text{ N}$$

6.1.4 Průběh ohybových, krouticích momentů a posouvajících sil v oblasti řezu IV

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$x_4 = 0$$

$$M_{O_{ZX} X_4} = \frac{F_{ZN}}{2} \cdot x_4$$

$$M_{O_{ZX} X_4} = \frac{1014,7}{2} \cdot 0 \quad (6.14)$$

$$M_{O_{ZX} X_4} = 0 \text{ Nmm}$$

$$x_4 = 134,4$$

$$M_{O_{ZX} X_4} = \frac{F_{ZN}}{2} \cdot x_4$$

$$M_{O_{ZX} X_4} = \frac{1014,7}{2} \cdot 134,4 \quad (6.15)$$

$$M_{O_{ZX} X_4} = 68\,187,8 \text{ Nmm}$$

Rovnice průběhu krouticích momentů:

$$M_{k2x_4} = 24\,446,2 \text{ Nmm}$$

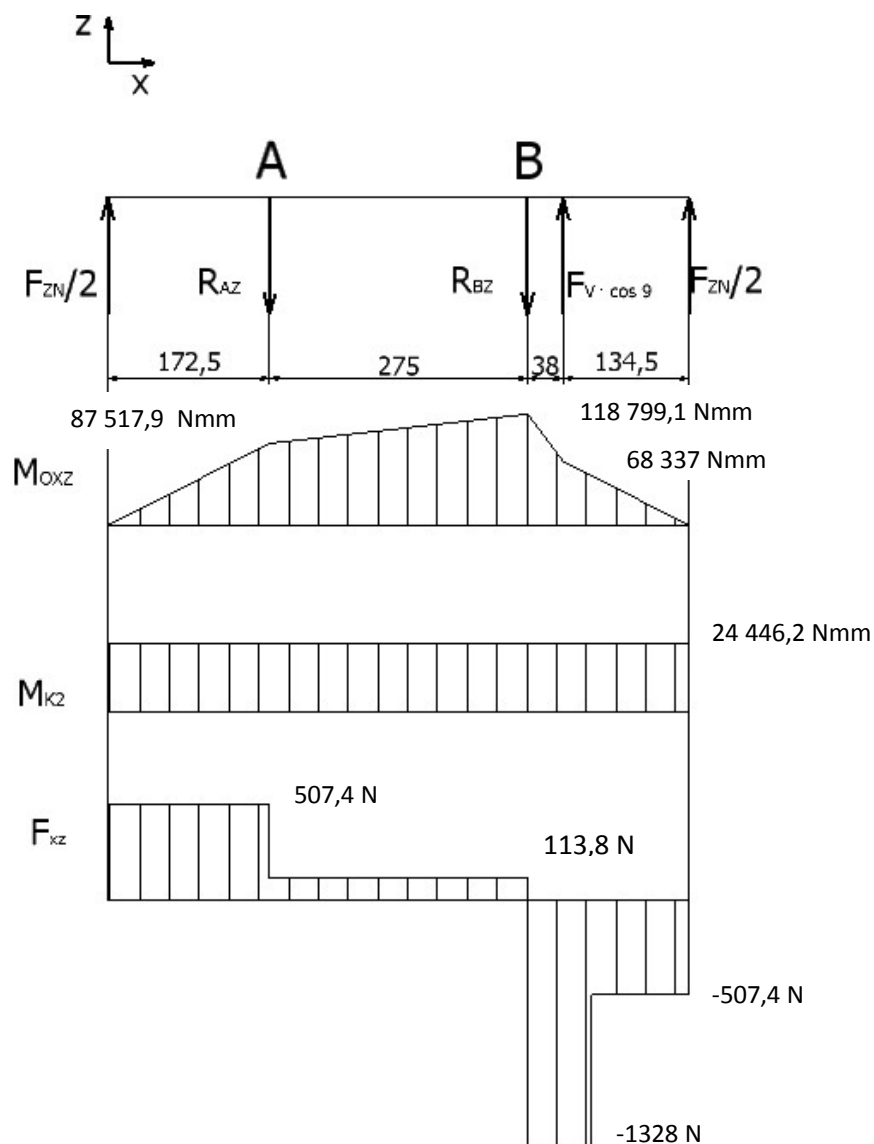
Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$F_{XZX_4} = -\frac{F_{ZN}}{2}$$

$$F_{XZX_4} = -\frac{1014,7}{2} \quad (6.16)$$

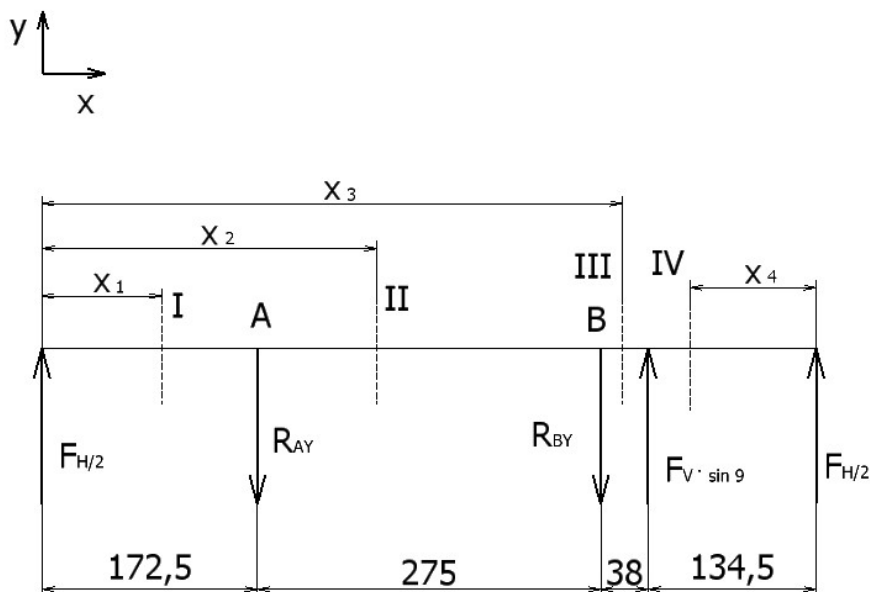
$$F_{XZX_4} = -507,4 \text{ N}$$

6.1.5 Vykreslení výsledků průběhů ohybových, krouticích momentů a posouvajících sil v rovině x – z



Obr. 6.2 Průběh ohybových, krouticích momentů a posouvajících sil v rovině x – z

6.2 Výpočet reakcí ve vazbách, rovina x – y



Obr. 6.3 Silové zatížení v rovině x – y

Výpočet maximální hnací síly F_{Hmax}

Dynamický poloměr kola $R_D = 0,21 \text{ m} = 210 \text{ mm}$

$$F_{Hmax} = \frac{M_{k2}}{R_D}$$

$$F_{Hmax} = \frac{24\,446,2}{210} \quad (6.16)$$

$$F_{Hmax} = 116,4 \text{ N}$$

$$\sum M_B = -\frac{F_{Hmax}}{2} \cdot (172,5 + 275) + R_{AY} \cdot 275 + F_V \cdot \sin 9^\circ \cdot 38 + \frac{F_{Hmax}}{2} \cdot (38 + 134,4) = 0$$

$$R_{AY} = \frac{F_{Hmax} \cdot \frac{(172,5+275)}{2} - F_V \cdot \sin 9^\circ \cdot 38 - F_{Hmax} \cdot \frac{(38+134,4)}{2}}{275} \quad (6.17)$$

$$R_{AY} = \frac{116,4 \cdot \frac{(172,5 + 275)}{2} - 831,3 \cdot \sin 9^\circ \cdot 38 - 116,4 \cdot \frac{(38 + 134,4)}{2}}{275}$$

$$R_{AY} = 40 \text{ N}$$

$$\sum M_A = -F_H \cdot \frac{172,5}{2} - R_{BY} \cdot 275 + F_V \cdot \sin 9^\circ \cdot (38 + 275) + F_H \cdot \frac{(38 + 134,4 + 275)}{2} = 0$$

$$R_{BY} = \frac{F_H \cdot \frac{(38+134,4+275)}{2} - F_H \cdot \frac{172,5}{2} + F_V \cdot \sin 9^\circ \cdot (38+275)}{275} \quad (6.18)$$

$$R_{BY} = \frac{116,4 \cdot \frac{(38 + 134,4 + 275)}{2} - 116,4 \cdot \frac{172,5}{2} + 831,3 \cdot \sin 9^\circ \cdot (38 + 275)}{275}$$

$$R_{BY} = 206,2 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = \frac{F_H}{2} - R_{AY} - R_{BY} + F_V \cdot \sin 9^\circ + \frac{F_H}{2}$$

$$\sum F_Y = \frac{116,4}{2} - 40 - 206,2 + 831,3 \cdot \sin 9^\circ + \frac{116,4}{2} \quad (6.19)$$

$$\sum F_Y = 0 \text{ N}$$

6.2.1 Průběh ohybových, krouticích momentů a posouvajících sil v oblasti řezu I

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$x_1 = 0$$

$$\begin{aligned}M_{OXY X_1} &= \frac{F_H}{2} \cdot x_1 \\M_{OXY X_1} &= \frac{116,4}{2} \cdot 0 \\M_{OXY X_1} &= 0 \text{ Nmm}\end{aligned}\tag{6.20}$$

$$x_1 = 172,5$$

$$\begin{aligned}M_{OXY X_1} &= \frac{F_H}{2} \cdot x_1 \\M_{OXY X_1} &= \frac{116,4}{2} \cdot 172,5 \\M_{OXY X_1} &= 10\,039,5 \text{ Nmm}\end{aligned}\tag{6.21}$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$\begin{aligned}F_{XYX_1} &= \frac{F_H}{2} \\F_{XYX_1} &= \frac{116,4}{2} \\F_{XYX_1} &= 58,2 \text{ N}\end{aligned}\tag{6.22}$$

6.2.2 Průběh ohybových, krouticích momentů a posouvajících sil v oblasti řezu II

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$x_2 = 172,5 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}M_{OXY X_2} &= \frac{F_H}{2} \cdot x_2 - R_{AY} \cdot (x_2 - 172,5) \\M_{OXY X_2} &= \frac{116,4}{2} \cdot 172,5 - 40 \cdot (172,5 - 172,5) \\M_{OXY X_2} &= 10\,039,5 \text{ Nmm}\end{aligned}\tag{6.23}$$

$$x_2 = 172,5 + 275$$

$$x_2 = 447,5 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}M_{OXY X_2} &= \frac{F_H}{2} \cdot x_2 - R_{AY} \cdot (x_2 - 172,5) \\M_{OXY X_2} &= \frac{116,4}{2} \cdot 447,5 - 40 \cdot (447,5 - 172,5) \\M_{OXY X_2} &= 15\,044,5 \text{ Nmm}\end{aligned}\tag{6.24}$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$\begin{aligned} F_{XYX_2} &= \frac{F_H}{2} - R_{AY} \\ F_{XYX_2} &= \frac{116,4}{2} - 40 \\ F_{XYX_2} &= 18,2 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.25)$$

6.2.3 Průběh ohybových, krouticích momentů a posouvajících sil v oblasti řezu III

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$x_3 = 447,5 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} M_{OXY X_3} &= \frac{F_H}{2} \cdot x_3 - R_{AY} \cdot (x_3 - 172,5) - R_{BY} \cdot (x_3 - 172,5 - 275) \\ M_{OXY X_3} &= \frac{116,4}{2} \cdot 447,5 - 40 \cdot (447,5 - 172,5) - 206,2 \cdot (447,5 - 172,5 - 275) \\ M_{OXY X_3} &= 15\,044,5 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (6.26)$$

$$x_3 = 172,5 + 275 + 38$$

$$x_3 = 485,5 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} M_{OXY X_3} &= \frac{F_H}{2} \cdot x_3 - R_{AY} \cdot (x_3 - 172,5) - R_{BY} \cdot (x_3 - 172,5 - 275) \\ M_{OXY X_3} &= \frac{116,4}{2} \cdot 485,5 - 40 \cdot (485,5 - 172,5) - 206,2 \cdot (485,5 - 172,5 - 275) \\ M_{OXY X_3} &= 7\,900,5 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (6.27)$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$\begin{aligned} F_{XYX_3} &= \frac{F_H}{2} - R_{AY} - R_{BY} \\ F_{XYX_3} &= \frac{116,4}{2} - 40 - 206,2 \\ F_{XYX_3} &= -188 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.28)$$

6.2.4 Průběh ohybových, krouticích momentů a posouvajících sil v oblasti řezu IV

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$x_4 = 0$$

$$\begin{aligned} M_{OXY X_4} &= \frac{F_H}{2} \cdot x_4 \\ M_{OXY X_4} &= \frac{116,4}{2} \cdot 0 \\ M_{OXY X_4} &= 0 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (6.29)$$

$$x_4 = 134,4$$

$$M_{OXYX_4} = \frac{F_H}{2} \cdot x_4$$

$$M_{OXYX_4} = \frac{116,4}{2} \cdot 134,4$$

$$M_{OXYX_4} = 7\,822 \text{ Nmm}$$

(6.30)

Rovnice průběhu posouvajících sil:

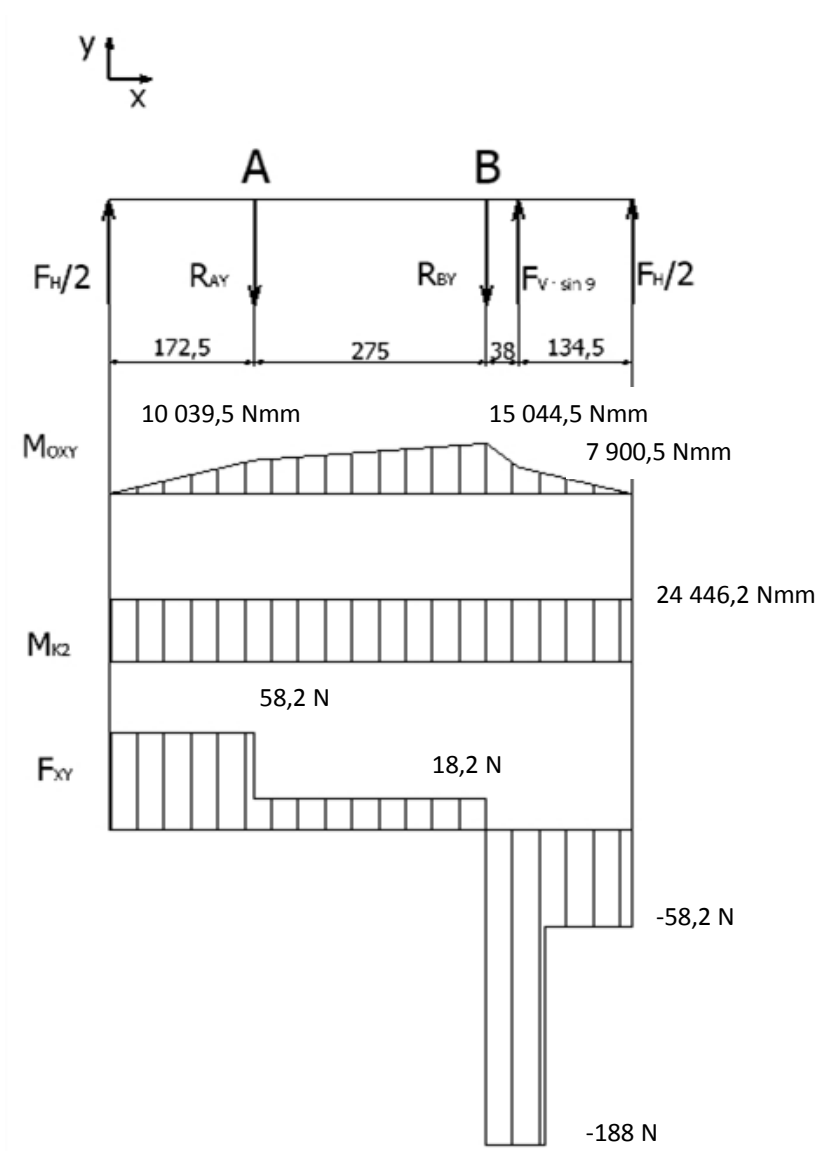
$$F_{XX_4} = -\frac{F_H}{2}$$

$$F_{XX_4} = -\frac{116,4}{2}$$

$$F_{XX_4} = -58,2 \text{ N}$$

(6.31)

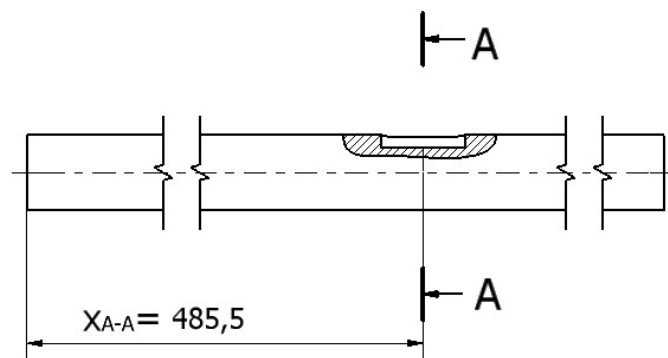
6.2.5 Vykreslení výsledků průběhů ohybových, krouticích momentů a posouvajících sil v rovině x – y



Obr. 6.4 Průběh ohybových, krouticích momentů a posouvajících sil v rovině x – y

6.3 Kontrola nebezpečných průřezů

Na ose se vyskytuje drážka pro pero, kde by mohlo dojít k poškození. Na obr. 6.5 je vyobrazena osa s nebezpečným průřezem označen jako řez A – A. Vypočítám ohybový moment, který namáhá nebezpečný průřez, provedu statickou a dynamickou kontrolu hřídele.



Obr. 6.5 Zadní osa traktoru

Rovnice průběhu ohybových momentů v oblasti řezů A – A v rovině x-z:

$$x_{A-A} = 485,5 \text{ mm}$$

$$M_{Oxz\ x_{A-A}} = \frac{F_{ZN}}{2} \cdot x_{A-A} - R_{AZ} \cdot (x_{A-A} - 172,5) - R_{BZ} \cdot (x_{A-A} - 172,5 - 275)$$

$$M_{Oxz\ x_{A-A}} = \frac{1014,7}{2} \cdot 485,5 - 393,6 \cdot (485,5 - 172,5) - 1441,7 \cdot (485,5 - 172,5 - 275) \quad (6.32)$$

$$M_{Oxz\ x_{A-A}} = 68\,337 \text{ Nmm}$$

Rovnice průběhu ohybových momentů v oblasti řezů A – A v rovině x-y:

$$M_{Oxy\ x_{A-A}} = \frac{F_H}{2} \cdot x_{A-A} - R_{AZ} \cdot (x_{A-A} - 172,5) - R_{BZ} \cdot (x_{A-A} - 172,5 - 275)$$

$$M_{Oxy\ x_{A-A}} = \frac{116,4}{2} \cdot 485,5 - 40 \cdot (485,5 - 172,5) - 1441,7 \cdot (485,5 - 172,5 - 275) \quad (6.33)$$

$$M_{Oxy\ x_{A-A}} = 7\,900,5 \text{ Nmm}$$

Průběh krouticích momentů se započtením dynamického součinitele $K_A = 1,5$:

$$M_{k2x_{A-A}} = M_{k2x_3} \cdot K_A$$

$$M_{k2x_{A-A}} = 24446,2 \cdot 1,5 \quad (6.34)$$

$$M_{k2x_{A-A}} = 36\,669,3 \text{ Nmm}$$

Výsledný ohybový moment v průřezu A – A se započtením dynamického součinitele

$K_A = 1,5$:

$$M_{OA-A} = \sqrt{(K_A \cdot M_{OZX_{A-A}})^2 + (K_A \cdot M_{OXY_{A-A}})^2}$$

$$M_{OA-A} = \sqrt{(1,5 \cdot 68\,337)^2 + (1,5 \cdot 7900,5)^2} \quad (6.35)$$

$$M_{OA-A} = 103\,188,3 \text{ Nmm}$$

6.3.1 Stanovení statické bezpečnosti

Ohybové napětí v řezu A – A:

součinitel vrubu $\alpha_{\sigma A-A}$ pro ohyb volím doporučené v software MITCalc [16].

$$\sigma_{A-A} = \frac{32 \cdot M_{OA-A}}{\pi \cdot d^3} \cdot \alpha_{\sigma A-A}$$

$$\sigma_{A-A} = \frac{32 \cdot 103\,188,3}{\pi \cdot 25^3} \cdot 1,64 \quad (6.36)$$

$$\sigma_{A-A} = 110,3 \text{ MPa}$$

Smykové napětí v řezu A – A:

součinitel vrubu $\alpha_{\tau A-A}$ pro ohyb volím doporučené v software MITCalc [16].

$$\tau_{A-A} = \frac{16 \cdot M_{k2x_{A-A}}}{\pi \cdot d^3} \cdot \alpha_{\tau A-A}$$

$$\tau_{A-A} = \frac{16 \cdot 36\,669,3}{\pi \cdot 25^3} \cdot 1,37 \quad (6.37)$$

$$\tau_{A-A} = 16,4 \text{ MPa}$$

Redukované napětí v řezu A – A:

$$\sigma_{redA-A} = \sqrt{\sigma_{A-A}^2 + 4 \cdot \tau_{A-A}^2}$$

$$\sigma_{redA-A} = \sqrt{110,3^2 + 4 \cdot 16,4^2}$$

$$\sigma_{redA-A} = 115,1 \text{ MPa}$$

Součinitel statické bezpečnosti v řezu A – A:

mez kluzu oceli $11\,600 R_e = 295 \text{ MPa}$ [5].

$$k_{sA-A} = \frac{R_e}{\sigma_{redA-A}}$$

$$k_{sA-A} = \frac{295}{115,1} \quad (6.38)$$

$$k_{sA-A} = 2,6$$

Součinitel statické bezpečnosti by se měl pohybovat v intervalu (1,5 - 2,5). V mém případě je bezpečnost větší.

6.3.2 Stanovení dynamické bezpečnosti

Mez únavy v ohybu oceli 11 600 pro hladký vzorek:

mez pevnosti oceli 11 600 je $R_m = 590$ MPa [5].

$$\begin{aligned}\sigma_{co} &= 0,49 \cdot R_m \\ \sigma_{co} &= 0,49 \cdot 590 \\ \sigma_{co} &= 289,1 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{6.39}$$

Vrubový součinitel v řezu A-A podle Neubera:

Neuberovu konstantu vrubové citlivosti \sqrt{A} volím podle [3] a poloměr vrubu $\rho_{A-A} = 0,4$ mm.

$$\begin{aligned}\beta_{A-A} &= 1 + \frac{\alpha_{\sigma A-A} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_{A-A}}}} \\ \beta_{A-A} &= 1 + \frac{1,64-1}{1 + \frac{\sqrt{0,35}}{\sqrt{0,4}}} \\ \beta_{A-A} &= 1,3\end{aligned}\tag{6.40}$$

Mez únavy skutečné součásti v řezu A-A:

součinitel velikosti ε_{VA-A} a součinitel jakosti povrchu η_{PA-A} volím podle [3].

$$\begin{aligned}\sigma_{coA-A}^* &= \sigma_{co} \cdot \frac{\varepsilon_{VA-A} \cdot \eta_{PA-A}}{\beta_{A-A}} \\ \sigma_{coA-A}^* &= 289,1 \cdot \frac{0,89 \cdot 0,81}{1,3} \\ \sigma_{coA-A}^* &= 160,3 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{6.41}$$

Amplituda napětí v řezu A-A:

$$\begin{aligned}\sigma_{aoA-A} &= \frac{32 \cdot M_{0A-A}}{\pi \cdot d^3} \\ \sigma_{aoA-A} &= \frac{32 \cdot 103 \, 188,3}{\pi \cdot 25^3} \\ \sigma_{aoA-A} &= 67,3 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{6.42}$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu v řezu A-A:

$$\begin{aligned}k_{d\sigma A-A} &= \frac{\sigma_{coA-A}^*}{\sigma_{aoA-A}} \\ k_{d\sigma A-A} &= \frac{160,3}{67,3} \\ k_{d\sigma A-A} &= 2,38\end{aligned}\tag{6.43}$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v řezu A-A:

$$\begin{aligned}k_{s\tau A-A} &= \frac{0,277 \cdot R_e}{\tau_{A-A}} \\k_{s\tau A-A} &= \frac{0,277 \cdot 295}{16,4} \\k_{s\tau A-A} &= 5\end{aligned}\tag{6.44}$$

Výsledná bezpečnost v řezu A-A:

$$\begin{aligned}k_{vA-A} &= \frac{k_{d\sigma A-A} \cdot k_{s\tau A-A}}{\sqrt{k_{d\sigma A-A}^2 + k_{s\tau A-A}^2}} \\k_{vA-A} &= \frac{2,38 \cdot 5}{\sqrt{2,38^2 + 5^2}} \\k_{vA-A} &= 2,2 \rightarrow \text{VYHOVUJE}\end{aligned}\tag{6.45}$$

Minimální výsledná bezpečnost je 1,8. V mém případě je výsledná bezpečnost dostačující.

7 Kontrola přenosu krouticího momentu pomocí pera

Krouticí moment je přenášen z náboje ozubené řemenice na hřídel. Řemenice je vyrobena ze slitiny hliníku. Dovolенý tlak pro slitinu hliníku je $p_{\text{DOV}} = 30 - 40 \text{ MPa}$ [2].

Výpočet síly působící na pero:

$$F_p = \frac{2 \cdot M_{K2}}{d}$$
$$F_p = \frac{2 \cdot 24\,446,2}{25} \quad (7.1)$$
$$F_p = 1955,7 \text{ N}$$

Výpočet tlaku na pero v náboji:

Hloubka v náboji $t_1 = 2,9 \text{ mm}$ [5].

Délka pera $l_p = 28 \text{ mm}$.

Šířka pera $b = 8 \text{ mm}$ [5].

$$p_p = \frac{F_p}{t_1 \cdot (l_p - b)}$$
$$p_p = \frac{1955,7}{2,9 \cdot (28 - 8)} \quad (7.2)$$
$$p_p = 33,7 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Tlak mezi perem a nábojem je v dovoleném rozsahu.

8 Výpočet trvanlivosti ložiskového tělesa

Výpočet výsledné radiální reakce v podpoře A:

$$\begin{aligned}R_{vrA} &= \sqrt{(K_A \cdot R_{ZA})^2 + (K_A \cdot R_{YA})^2} \\R_{vrA} &= \sqrt{(1,5 \cdot 393,6)^2 + (1,5 \cdot 40)^2} \\R_{vrA} &= 593,4 \text{ N}\end{aligned}\tag{8.1}$$

Výpočet výsledné axiální reakce v podpoře A:

$$R_{vaA} = 0 \text{ N}$$

Výpočet výsledné radiální reakce v podpoře B:

$$\begin{aligned}R_{vrB} &= \sqrt{(K_A \cdot R_{ZB})^2 + (K_A \cdot R_{YB})^2} \\R_{vrB} &= \sqrt{(1,5 \cdot 1441,7)^2 + (1,5 \cdot 206,2)^2} \\R_{vrB} &= 2184,6 \text{ N}\end{aligned}\tag{8.2}$$

Ekvivalentní zatížení ložiska v podpoře A:

$$P_A = R_{vrA} = 593,4 \text{ N}$$

Ekvivalentní zatížení ložiska v podpoře B:

$$P_B = R_{vrB} = 2184,6 \text{ N}$$

Základní trvanlivost ložiska v miliónech otáček podle ISO 281:1990:

Jedná se o kuličkové ložisko UC 205 [13] uložené v ložiskovém tělese UCPA 205 [15]. V obou případech jsou použita stejná ložiska, proto volím větší ekvivalentní zatížení v podpoře B.

Ložiska s bodovým stykem $p = 3$.

dynamická únosnost ložiska C podle [13].

$$\begin{aligned}L_{10} &= \left(\frac{C}{P_B}\right)^p \\L_{10} &= \left(\frac{14000}{2184,6}\right)^3 \\L_{10} &= 263,2 \text{ mil. ot.}\end{aligned}\tag{8.3}$$

Trvanlivost v provozních hodinách:

$$\begin{aligned}L_{10h} &= \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot L_{10} \\L_{10h} &= \frac{10^6}{60 \cdot 125} \cdot 263,2 \\L_{10h} &= 35\,093 \text{ hod}\end{aligned}\tag{8.4}$$

Z počtu hodin lze říci, že dané ložisko vydrží po celou životnost traktoru. Obvykle se volí trvanlivost od 5000 do 10 000 hodin.

9 Závěr

Vytvořil jsem přehled nabízených dětských hraček s vlastním pohonem. Zhodnotil jsem konstrukční řešení vybraných hraček, a podle toho vybral nejideálnější variantu konstrukce traktoru. Rám traktoru jsem zvolil z ocelových profilů, které budou spojeny svařováním. Krycí kapoty budou vyrobeny buď z plastických hmot, nebo z laminátu. Celá konstrukce je robustní a odolná proti neopatrnému zacházení.

Velikost traktoru jsem přizpůsobil tříletému dítěti a umožnil jsem pomocí posuvné sedačky změnit velikost pro větší děti. U malých dětí jde fyzický vývoj rychle dopředu a tímto prvkem se traktor stává využitelnější.

Vymyslel jsem konstrukční řešení celého dětského traktoru, provedl jsem návrh a kontrolu těchto prvků:

Zadáním jsem byl omezen na použití 12 V stejnosměrného elektromotoru. Na trhu není příliš velký výběr těchto motorů. Po zvážení nabízených pohonů jsem vybral variantu elektromotoru s planetovou převodovkou jako nejlepší z hlediska výkonu, výstupních otáček, velikosti a hmotnosti. Následovala kontrola výkonu potřebného k pohybu traktoru. Výkon elektromotoru je dostačující. Navrhoval bych však elektromotor o větším napětí, protože tyto motory spotřebují méně proudu a nejsou náročné na výkonnou řídicí jednotku.

Točivý moment z motoru jsem převedl pomocí sekundárního převodu ozubeným řemenem na zadní osu. Provedl jsem návrh ozubeného řemenu a podrobil jej kontrolnímu výpočtu na přetržení. Převody ozubeným řemenem se vyznačují tichým chodem, dostatečnou přesností, přenosem vysokých výkonů a dlouhou životností. Další předností oproti řetězovým převodům je jejich nízká hmotnost.

Zadní osa traktoru přenáší točivý moment na kola a zároveň slouží jako nosný prvek. Provedl jsem kontrolu při pohybu traktoru vpřed a zjistil jsem, že je dostatečně na dimenzovaná a při změně jízdního stavu nedojde k přetížení.

Tlak mezi perem a hliníkovým nábojem hnané ozubené řemenice je dostatečně nízký pro přenos krouticího momentu na zadní osu.

Životnost ložiskových těles, ve kterých je uložena zadní osa, je podle výpočtu dostatečně vysoká, aby vydržela po celou životnost traktoru.

Traktor bych vybavil řídicí jednotkou, která by umožňovala při uvolněním akcelérátoru brzdit a přebytečná brzdná energie v motoru by mířila zpět do baterií, a tím by je dobíjela. Navržená řídicí jednotka by musela projít experimentálním měřením. Pro případ bych traktor vybavil mechanickou brzdou ovládanou pomocí nohou.

10 Použitá literatura

- [1] MORAVEC, Vladimír. *Mechanické a hydraulické převody. Mechanické převody*. 1.vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2006. 109 s. ISBN 80-248-1057-3.
- [2] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. dotisk 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2012. 130s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [3] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů II - Hřídele, tribologie, ložiska*. Brno: VUT Brno, 1987, 213 s., ISBN 55-581-87.
- [4] MORAVEC, Vladimír; HAVLÍK, Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005. 72s. ISBN 80-248-0878-1.
- [5] LEINVEBER, Jiří; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 5. vyd. Úvaly: Albra – pedagogické nakladatelství, 2011. s. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [6] *Elektrický traktor John Deere Ground Force – Peg Pérego* [online]. 2013 [cit. 2013-05-12]. Dostupný z WWW: <www.vozitka-pegperego.cz>.
- [7] *Elektrický traktor BIG – Biemme* [online]. 2005 – 2013 [cit. 2013-05-12]. Dostupný z WWW: <www.hracky-4kids.cz>.
- [8] *Dětská elektrická čtyřkolka ATV ECO COBRA 500W* [online]. 2013 [cit. 2013-05-12]. Dostupný z WWW: <www.minibike-shop.cz>.
- [9] *Dětský motorový traktor s přívěsem* [online]. 2013 [cit. 2013-05-12]. Dostupný z WWW: <www.iocp.cz>
- [10] *DC motor Série PDS132190 s planetovou převodovkou* [online]. 2008-2013 [cit. 2013-05-12]. Dostupný z WWW: <www.transmotec.cz>.
- [11] *Stejnoseměrné motory – EC* [online]. 2013 [cit. 2013-05-12]. Dostupný z WWW: <www.raveo.cz>.
- [12] *Řemenové převody* [online]. 2004 – 2013 [cit. 2013-05-12]. Dostupný z WWW: <www.tyma.cz>.

- [13] *Ložisko UCF 205* [online]. 2012 [cit. 2013-05-12]. Dostupný z WWW: <zbozi.arkov.cz>.
- [14] *Řemenové převody* [online]. 2004 – 2013 [cit. 2013-05-12]. Dostupný z WWW: <www.tyma.cz>.
- [15] *Ložiskové domky* [online]. 2013 [cit. 2013-05-12]. Dostupný z WWW: <www.retezyolomouc.cz>.
- [16] MITCalc, MITCalc, verze 1.61, 31.08.2012.

11 Přílohy

- 1) Výkres sestavy: DĚTSKÝ TRAKTOR, označení: A1 – DT – 001
- 2) Výkres podsestavy: RÁM TRAKTORU, označení: A2 – DT – 002